

IN THE UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE

Applicant: Masayuki SARUWATARI

Title: APPARATUS FOR CONTROLLING FUEL INJECTION OF
ENGINE AND METHOD THEREOF

Appl. No.: 10/606,122

Filing Date: 06/26/2003

Examiner: Unassigned

Art Unit: Unassigned



CLAIM FOR CONVENTION PRIORITY

Commissioner for Patents
PO Box 1450
Alexandria, Virginia 22313-1450

Sir:

The benefit of the filing date of the following prior foreign application filed in the following foreign country is hereby requested, and the right of priority provided in 35 U.S.C. § 119 is hereby claimed.

In support of this claim, filed herewith is a certified copy of said original foreign application:

- JAPAN Patent Application No. 2002-191034 filed 06/28/2002.

Respectfully submitted,

Date November 10, 2003

FOLEY & LARDNER
Customer Number: 22428

Telephone: (202) 945-6162

Facsimile: (202) 672-5399

By _____

Pavan K. Agarwal
Attorney for Applicant
Registration No. 40,888

日 本 国 特 許 庁
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office

出 願 年 月 日

Date of Application:

2002年 6月28日

出 願 番 号

Application Number:

特願2002-191034

[ST.10/C]:

[JP2002-191034]

出 願 人

Applicant(s):

株式会社日立ユニシアオートモティブ

2003年 6月17日

特 許 庁 長 官
Commissioner,
Japan Patent Office

太田 信一郎

出証番号 出証特2003-3047263

【書類名】 特許願

【整理番号】 102-0232

【提出日】 平成14年 6月28日

【あて先】 特許庁長官殿

【国際特許分類】 F02D 41/00
F01L 13/60

【発明の名称】 エンジンの燃料噴射装置

【請求項の数】 3

【発明者】

【住所又は居所】 神奈川県厚木市恩名 1 3 7 0 番地 株式会社ユニシアジェックス内

【氏名】 猿渡 匡行

【特許出願人】

【識別番号】 000167406

【氏名又は名称】 株式会社ユニシアジェックス

【代理人】

【識別番号】 100078330

【弁理士】

【氏名又は名称】 笹島 富二雄

【電話番号】 03-3508-9577

【手数料の表示】

【予納台帳番号】 009232

【納付金額】 21,000円

【提出物件の目録】

【物件名】 明細書 1

【物件名】 図面 1

【物件名】 要約書 1

【包括委任状番号】 9716042

【ブルーフの要否】 要

【書類名】 明細書

【発明の名称】 エンジンの燃料噴射装置

【特許請求の範囲】

【請求項 1】

吸気バルブの閉弁タイミングが下死点前でかつ低リフト量である低リフト領域が設定されると共に、前記吸気バルブの上流側に燃料噴射弁を設けてなるエンジンの燃料噴射装置において、

少なくとも前記低リフト領域で、前記燃料噴射弁による燃料噴射開始から終了までの全てが前記吸気バルブの開期間内になるように、前記燃料噴射弁の噴射タイミング及び噴射特性が設定されることを特徴とするエンジンの燃料噴射装置。

【請求項 2】

前記燃料噴射弁の単位時間当たりの噴射量を、前記吸気バルブの開時間に基づいて可変に設定して、前記燃料噴射弁の噴射時間が前記吸気バルブの開時間以下になるようにすることを特徴とする請求項 1 記載のエンジンの燃料噴射装置。

【請求項 3】

前記燃料噴射弁に供給される燃料の圧力を変化させることで、前記燃料噴射弁の単位時間当たりの噴射量を可変に設定することを特徴とする請求項 2 記載のエンジンの燃料噴射装置。

【発明の詳細な説明】

【0 0 0 1】

【発明の属する技術分野】

本発明は、エンジンの燃料噴射装置に関し、吸気バルブの閉弁タイミングが下死点前でかつ低リフト量である低リフト領域が設定されるエンジンにおける燃料噴射装置に関する。

【0 0 0 2】

【従来技術】

従来から、アクセル開度及びエンジン回転速度から目標トルクを設定し、前記目標トルクに相当する目標吸入空気量が得られるように、吸気バルブの作動特性及び／又はスロットルバルブの開度を変化させる構成のエンジンが知られている

(特開平 6 - 2 7 2 5 8 0 号公報等参照)。

【0 0 0 3】

また、吸・排気バルブのバルブリフト量を作動角と共に連続的に変化させる可変バルブ機構が知られている(特開 2 0 0 1 - 0 1 2 2 6 2 号公報参照)。

【0 0 0 4】

【発明が解決しようとする課題】

ところで、例えば特開 2 0 0 1 - 0 1 2 2 6 2 号公報に開示される可変バルブ機構を用い、吸気バルブの閉タイミングを下死点(BDC)前に早めることで吸気を絞る場合には、作動角と共に吸気バルブのリフト量が通常よりも大幅に小さい状態(以下、低リフト状態という)となる。

【0 0 0 5】

上記のような低リフト状態では、吸気行程時の吸気流れが強くなるため、燃料の微粒化効果が得られる反面、作動角が小さいため噴射開始から終了までの全てを吸気バルブの開期間内に設定することができず、吸気バルブの開時期よりも前に燃料噴射を開始させる必要が生じる場合があった。

しかし、吸気バルブの開時期よりも前に噴射された燃料は、吸気バルブの上流側に滞留することになり、これが吸気バルブの開弁直後に一挙にシリンダ内に吸引されることになるため、シリンダ内の混合気が均一にならないという問題が生じる。

【0 0 0 6】

本発明は上記問題点に鑑みなされたものであり、前記低リフト状態において、シリンダ内に燃焼安定性に優れた均一の混合気を形成できるエンジンの燃料噴射装置を提供し、燃費及びエミッションを低減することを目的とする。

【0 0 0 7】

【課題を解決するための手段】

そのため、請求項 1 記載の発明では、少なくとも低リフト領域で、燃料噴射弁による燃料噴射開始から終了までの全てが吸気バルブの開期間内になるように、燃料噴射弁の噴射タイミング及び噴射特性が設定される構成とした。

上記構成によると、吸気バルブが下死点(BDC)前に閉じられる低リフトで

作動角の小さい領域であっても、燃料の噴射開始から終了までの全てが吸気バルブの開期間内になるように、燃料噴射タイミング及び噴射特定（単位時間当たりの噴射量など）が設定される。

【 0 0 0 8 】

従って、燃料噴射弁から噴射される燃料が、低リフト状態で発生する強い吸気流れによって微粒化されると共に、微粒化された燃料が吸気行程中に徐々にシリンダ内に吸引されることで、シリンダ内に均一な混合気が形成される。

請求項 2 記載の発明では、燃料噴射弁の単位時間当たりの噴射量を、吸気バルブの開時間に基づいて可変に設定して、燃料噴射弁の噴射時間が吸気バルブの開時間以下になるようにする構成とした。

【 0 0 0 9 】

上記構成によると、吸気バルブの開時間に応じて燃料噴射弁の単位時間当たりの噴射量を変化させることで、要求燃料量に対応する噴射時間が吸気バルブの開時間以下となって、燃料の噴射開始から終了までの全てを吸気バルブの開期間内で行わせることができるようにする。

従って、吸気バルブの開時間が吸気バルブのリフト量（作動角）に応じて変化しても、燃料の噴射開始から終了までの全てを吸気バルブの開期間内で行わせ、シリンダ内に均一な混合気を形成させることができる。

【 0 0 1 0 】

請求項 3 記載の発明では、燃料噴射弁に供給される燃料の圧力を変化させることで、燃料噴射弁の単位時間当たりの噴射量を可変に設定する構成とした。

上記構成によると、燃料噴射弁に供給される燃料圧力を変えることで、同じ開弁面積であっても、単位時間当たりの噴射量が変化することになる。

従って、ハードウェア構成を変更することなく、簡便な構成で単位時間当たりの噴射量を変化させることができる。

【 0 0 1 1 】

【発明の実施の形態】

以下に本発明の実施の形態を説明する。

図 1 は、本発明に係る燃料噴射装置を含んでなる車両用エンジンのシステム構

成図である。

図 1 において、エンジン 1 0 1 の吸気管 1 0 2 には、スロットルモータ 1 0 3 a でスロットルバルブ 1 0 3 b を開閉駆動する電子制御スロットル 1 0 4 が介装され、該電子制御スロットル 1 0 4 及び吸気バルブ 1 0 5 を介して、燃焼室 1 0 6 内に空気が吸入される。

【 0 0 1 2 】

燃焼排気は燃焼室 1 0 6 から排気バルブ 1 0 7 を介して排出され、フロント触媒 1 0 8 及びリア触媒 1 0 9 で浄化された後、大気中に放出される。

前記排気バルブ 1 0 7 は、排気側カム軸 1 1 0 に軸支されたカム 1 1 1 によって一定のバルブリフト量及びバルブ作動角を保って開閉駆動される。

一方、吸気バルブ 1 0 5 には、バルブリフト量を作動角と共に連続的に可変制御する V E L (Variable valve Event and Lift) 機構 1 1 2、及び、バルブタイミングを連続的に可変制御する V T C (Variable valve Timing Control) 機構 1 1 3 が設けられる。

【 0 0 1 3 】

尚、吸気バルブ 1 0 5 と共に、排気バルブ 1 0 7 のバルブ作動特性を変化させる可変機構が設けられる構成であっても良い。

マイクロコンピュータを内蔵するエンジンコントロールユニット (E C U) 1 1 4 は、スロットルバルブ 1 0 3 b の開度及び吸気バルブ 1 0 5 の作動特性によってアクセル開度に対応する目標吸入空気量が得られるように、アクセルペダルセンサ A P S 1 1 6 で検出されるアクセルペダルの開度 A P O 等に応じて前記電子制御スロットル 1 0 4、V E L 機構 1 1 2 及び V T C 機構 1 1 3 を制御する。

【 0 0 1 4 】

前記 E C U 1 1 4 には、前記アクセルペダルセンサ A P S 1 1 6 の他、エンジン 1 0 1 の吸入空気量 Q を検出するエアフローメータ 1 1 5、クランク軸 1 2 0 から回転信号を取り出すクランク角センサ 1 1 7、スロットルバルブ 1 0 3 b の開度 T V O を検出するスロットルセンサ 1 1 8、エンジン 1 0 1 の冷却水温度 T_w を検出する水温センサ 1 1 9 等からの検出信号が入力される。

【 0 0 1 5 】

尚、前記クランク角センサ 1 1 7 から出力される回転信号に基づいて E C U 1 1 4 においてエンジン回転速度 N_e が算出される。

また、各気筒の吸気バルブ 1 0 5 上流側の吸気ポート 1 3 0 には、電磁式の燃料噴射弁 1 3 1 が設けられ、該燃料噴射弁 1 3 1 は、前記 E C U 1 1 4 からの噴射パルス信号によって開弁駆動されると、噴射パルス幅（開弁時間）に比例する量の燃料を噴射する。

【0 0 1 6】

図 2 ～図 4 は、前記 V E L 機構 1 1 2 の構造を詳細に示すものである。

但し、吸気バルブ 1 0 5 のバルブリフト量及び作動角を連続的に可変制御する機構の構造を、図 2 ～図 4 に示したものに限定するものではない。

図 2 ～図 4 に示す V E L 機構 1 1 2 は、一对の吸気バルブ 1 0 5、1 0 5 と、シリンダヘッド 1 1 のカム軸受 1 4 に回転自在に支持された中空状のカム軸 1 3（駆動軸）と、該カム軸 1 3 に軸支された回転カムである 2 つの偏心カム 1 5、1 5（駆動カム）と、前記カム軸 1 3 の上方位置に同じカム軸受 1 4 に回転自在に支持された制御軸 1 6 と、該制御軸 1 6 に制御カム 1 7 を介して揺動自在に支持された一对のロッカアーム 1 8、1 8 と、各吸気バルブ 1 0 5、1 0 5 の上端部にバルブリフター 1 9、1 9 を介して配置された一对のそれぞれ独立した揺動カム 2 0、2 0 とを備えている。

【0 0 1 7】

前記偏心カム 1 5、1 5 とロッカアーム 1 8、1 8 とは、リンクアーム 2 5、2 5 によって関係され、ロッカアーム 1 8、1 8 と揺動カム 2 0、2 0 とは、リンク部材 2 6、2 6 によって関係されている。

上記ロッカアーム 1 8、1 8、リンクアーム 2 5、2 5、リンク部材 2 6、2 6 が伝達機構を構成する。

【0 0 1 8】

前記偏心カム 1 5 は、図 5 に示すように、略リング状を呈し、小径なカム本体 1 5 a と、該カム本体 1 5 a の外端面に一体に設けられたフランジ部 1 5 b とからなり、内部軸方向にカム軸挿通孔 1 5 c が貫通形成されていると共に、カム本体 1 5 a の軸心 X がカム軸 1 3 の軸心 Y から所定量だけ偏心している。

また、前記偏心カム 1 5 は、カム軸 1 3 に対し前記バルブリフター 1 9 に干渉しない両外側にカム軸挿通孔 1 5 c を介して圧入固定されている。

【 0 0 1 9 】

前記ロッカアーム 1 8 は、図 4 に示すように、略クランク状に屈曲形成され、中央の基部 1 8 a が制御カム 1 7 に回転自在に支持されている。

また、基部 1 8 a の外端部に突設された一端部 1 8 b には、リンクアーム 2 5 の先端部と連結するピン 2 1 が圧入されるピン孔 1 8 d が貫通形成されている一方、基部 1 8 a の内端部に突設された他端部 1 8 c には、各リンク部材 2 6 の後述する一端部 2 6 a と連結するピン 2 8 が圧入されるピン孔 1 8 e が形成されている。

【 0 0 2 0 】

前記制御カム 1 7 は、円筒状を呈し、制御軸 1 6 外周に固定されていると共に、図 2 に示すように軸心 P 1 位置が制御軸 1 6 の軸心 P 2 から α だけ偏心している。

前記揺動カム 2 0 は、図 2 及び図 6、図 7 に示すように略横 U 字形状を呈し、略円環状の基端部 2 2 にカム軸 1 3 が嵌挿されて回転自在に支持される支持孔 2 2 a が貫通形成されていると共に、ロッカアーム 1 8 の他端部 1 8 c 側に位置する端部 2 3 にピン孔 2 3 a が貫通形成されている。

【 0 0 2 1 】

また、揺動カム 2 0 の下面には、基端部 2 2 側の基円面 2 4 a と該基円面 2 4 a から端部 2 3 端縁側に円弧状に延びるカム面 2 4 b とが形成されており、該基円面 2 4 a とカム面 2 4 b とが、揺動カム 2 0 の揺動位置に応じて各バルブリフター 1 9 の上面所定位置に当接するようになっている。

即ち、図 8 に示すバルブリフト特性からみると、図 2 に示すように基円面 2 4 a の所定角度範囲 $\theta 1$ がベースサークル区間になり、カム面 2 4 b の前記ベースサークル区間 $\theta 1$ から所定角度範囲 $\theta 2$ が所謂ランプ区間となり、更に、カム面 2 4 b のランプ区間 $\theta 2$ から所定角度範囲 $\theta 3$ がリフト区間になるように設定されている。

【 0 0 2 2 】

また、前記リンクアーム 2 5 は、円環状の基部 2 5 a と、該基部 2 5 a の外周面所定位置に突設された突出端 2 5 b とを備え、基部 2 5 a の中央位置には、前記偏心カム 1 5 のカム本体 1 5 a の外周面に回転自在に嵌合する嵌合穴 2 5 c が形成されている一方、突出端 2 5 b には、前記ピン 2 1 が回転自在に挿通するピン孔 2 5 d が貫通形成されている。

【 0 0 2 3 】

更に、前記リンク部材 2 6 は、所定長さの直線状に形成され、円形状の両端部 2 6 a, 2 6 b には前記ロッカアーム 1 8 の他端部 1 8 c と揺動カム 2 0 の端部 2 3 の各ピン孔 1 8 d, 2 3 a に圧入した各ピン 2 8, 2 9 の端部が回転自在に挿通するピン挿通孔 2 6 c, 2 6 d が貫通形成されている。

尚、各ピン 2 1, 2 8, 2 9 の一端部には、リンクアーム 2 5 やリンク部材 2 6 の軸方向の移動を規制するスナップリング 3 0, 3 1, 3 2 が設けられている。

【 0 0 2 4 】

上記構成において、制御軸 1 6 の軸心 P 2 と制御カム 1 7 の軸心 P 1 との位置関係によって、図 6, 7 に示すように、バルブリフト量が変わることになり、前記制御軸 1 6 を回転駆動させることで、制御カム 1 7 の軸心 P 1 に対する制御軸 1 6 の軸心 P 2 の位置を変化させる。

前記制御軸 1 6 は、図 1 0 に示すような構成により、DC サーボモータ（アクチュエータ）1 2 1 によって所定回転角度範囲内で回転駆動されるようになっており、前記制御軸 1 6 の作動角を前記アクチュエータ 1 2 1 で変化させることで、吸気バルブ 1 0 5 のバルブリフト量及びバルブ作動角が連続的に変化する（図 9 参照）。

【 0 0 2 5 】

図 1 0 において、DC サーボモータ 1 2 1 は、その回転軸が制御軸 1 6 と平行になるように配置され、回転軸の先端には、かさ歯車 1 2 2 が軸支されている。

一方、前記制御軸 1 6 の先端に一对のステー 1 2 3 a, 1 2 3 b が固定され、一对のステー 1 2 3 a, 1 2 3 b の先端部を連結する制御軸 1 6 と平行な軸周りに、ナット 1 2 4 が揺動可能に支持される。

【 0 0 2 6 】

前記ナット 1 2 4 に噛み合わされるネジ棒 1 2 5 の先端には、前記かさ歯車 1 2 2 に噛み合わされるかさ歯車 1 2 6 が軸支されており、DC サーボモータ 1 2 1 の回転によってネジ棒 1 2 5 が回転し、該ネジ棒 1 2 5 に噛み合うナット 1 2 4 の位置が、ネジ棒 1 2 5 の軸方向に変位することで、制御軸 1 6 が回転されるようになっている。

【 0 0 2 7 】

ここで、ナット 1 2 4 の位置をかさ歯車 1 2 6 に近づける方向が、バルブリフト量が小さくなる方向で、逆に、ナット 1 2 4 の位置をかさ歯車 1 2 6 から遠ざける方向が、バルブリフト量が大きくなる方向となっている。

前記制御軸 1 6 の先端には、図 1 0 に示すように、制御軸 1 6 の作動角を検出するポテンシオメータ式の作動角センサ 1 2 7 が設けられており、該作動角センサ 1 2 7 で検出される実際の作動角が目標作動角に一致するように、前記 ECU 1 1 4 が前記DC サーボモータ 1 2 1 をフィードバック制御する。

【 0 0 2 8 】

次に、前記VTC機構 1 1 3 の構成を、図 1 1 に基づいて説明する。

但し、VTC機構 1 1 3 を、図 1 1 に示したものに限定するものではなく、クランク軸に対するカム軸の回転位相を連続的に変化させる構成のものであれば良い。

本実施形態におけるVTC機構 1 1 3 は、ベーン式の可変バルブタイミング機構であり、クランク軸 1 2 0 によりタイミングチェーンを介して回転駆動されるカムプロケット 5 1 (タイミングsprocket) と、吸気側カム軸 1 3 の端部に固定されてカムプロケット 5 1 内に回転自在に収容された回転部材 5 3 と、該回転部材 5 3 をカムプロケット 5 1 に対して相対的に回転させる油圧回路 5 4 と、カムプロケット 5 1 と回転部材 5 3 との相対回転位置を所定位置で選択的にロックするロック機構 6 0 とを備えている。

【 0 0 2 9 】

前記カムプロケット 5 1 は、外周にタイミングチェーン (又はタイミングベルト) が噛合する歯部を有する回転部 (図示省略) と、該回転部の前方に配置さ

れて前記回転部材 5 3 を回転自在に収容するハウジング 5 6 と、該ハウジング 5 6 の前後開口を閉塞するフロントカバー、リアカバー（図示省略）とから構成される。

【 0 0 3 0 】

前記ハウジング 5 6 は、前後両端が開口形成された円筒状を呈し、内周面には、横断面台形状を呈し、それぞれハウジング 5 6 の軸方向に沿って設けられる 4 つの隔壁部 6 3 が 9 0 ° 間隔で突設されている。

前記回転部材 5 3 は、吸気側カム軸 1 4 の前端部に固定されており、円環状の基部 7 7 の外周面に 9 0 ° 間隔で 4 つのペーン 7 8 a, 7 8 b, 7 8 c, 7 8 d が設けられている。

【 0 0 3 1 】

前記第 1 ～第 4 ペーン 7 8 a ～ 7 8 d は、それぞれ断面が略逆台形状を呈し、各隔壁部 6 3 間の凹部に配置され、前記凹部を回転方向の前後に隔成し、ペーン 7 8 a ～ 7 8 d の両側と各隔壁部 6 3 の両側面との間に、進角側油圧室 8 2 と遅角側油圧室 8 3 を構成する。

前記ロック機構 6 0 は、ロックピン 8 4 が、回転部材 5 3 の最大遅角側の回動位置（基準作動状態）において係合孔（図示省略）に係入するようになっている。

【 0 0 3 2 】

前記油圧回路 5 4 は、進角側油圧室 8 2 に対して油圧を給排する第 1 油圧通路 9 1 と、遅角側油圧室 8 3 に対して油圧を給排する第 2 油圧通路 9 2 との 2 系統の油圧通路を有し、この両油圧通路 9 1, 9 2 には、供給通路 9 3 とドレン通路 9 4 a, 9 4 b とがそれぞれ通路切り換え用の電磁切換弁 9 5 を介して接続されている。

【 0 0 3 3 】

前記供給通路 9 3 には、オイルパン 9 6 内の油を圧送するエンジン駆動のオイルポンプ 9 7 が設けられている一方、ドレン通路 9 4 a, 9 4 b の下流端がオイルパン 9 6 に連通している。

前記第 1 油圧通路 9 1 は、回転部材 5 3 の基部 7 7 内に略放射状に形成されて

各進角側油圧室 8 2 に連通する 4 本の分岐路 9 1 d に接続され、第 2 油圧通路 9 2 は、各遅角側油圧室 8 3 に開口する 4 つの油孔 9 2 d に接続される。

【 0 0 3 4 】

前記電磁切換弁 9 5 は、内部のスプール弁体が各油圧通路 9 1, 9 2 と供給通路 9 3 及びドレン通路 9 4 a, 9 4 b とを相対的に切り換え制御するようになっている。

前記 ECU 1 1 4 は、前記電磁切換弁 9 5 を駆動する電磁アクチュエータ 9 9 に対する通電量を、ディザ信号が重畳されたデューティ制御信号に基づいて制御する。

【 0 0 3 5 】

例えば、電磁アクチュエータ 9 9 にデューティ比 0 % の制御信号 (OFF 信号) を出力すると、オイルポンプ 4 7 から圧送された作動油は、第 2 油圧通路 9 2 を通って遅角側油圧室 8 3 に供給されると共に、進角側油圧室 8 2 内の作動油が、第 1 油圧通路 9 1 を通って第 1 ドレン通路 9 4 a からオイルパン 9 6 内に排出される。

【 0 0 3 6 】

従って、遅角側油圧室 8 3 の内圧が高、進角側油圧室 8 2 の内圧が低となって、回転部材 5 3 は、ベーン 7 8 a ~ 7 8 b を介して最大遅角側に回転し、この結果、吸気バルブ 1 0 5 の開期間 (開時期及び閉時期) が遅くなる。

一方、電磁アクチュエータ 9 9 にデューティ比 1 0 0 % の制御信号 (ON 信号) を出力すると、作動油は、第 1 油圧通路 9 1 を通って進角側油圧室 8 2 内に供給されると共に、遅角側油圧室 8 3 内の作動油が第 2 油圧通路 9 2 及び第 2 ドレン通路 9 4 b を通ってオイルパン 9 6 に排出され、遅角側油圧室 8 3 が低圧になる。

【 0 0 3 7 】

このため、回転部材 5 3 は、ベーン 7 8 a ~ 7 8 d を介して進角側へ最大に回転し、これによって、吸気バルブ 1 0 5 の開期間 (開時期及び閉時期) が早くなる。

尚、可変バルブタイミング機構は、上記のベーン式のものに限定されず、特開

2001-041013号公報や特開2001-164951号公報に開示されるように、電磁クラッチ（電磁ブレーキ）の摩擦制動によってクランク軸に対するカム軸の回転位相を変化させる構成の可変バルブタイミング機構や、特開平9-195840号公報に開示される油圧によってヘリカルギヤを作動させる方式の可変バルブタイミング機構であっても良い。

【0038】

次に、前記ECU114による前記電子制御スロットル104、VEL機構112及びVTC機構113の制御を、図12～図14のブロック図に従って説明する。

目標体積流量比演算部301では、以下のようにしてエンジン101の目標体積流量比TQH0ST（目標吸入空気量）を演算する。

【0039】

まず、アクセル開度APO及びエンジン回転速度Neに対応する要求空気量Q0を算出する一方、アイドル回転速度制御（ISC）で要求されるISC要求空気量QISC（アイドル時要求空気量）を算出する。

そして、前記要求空気量Q0とISC要求空気量QISCと合計を、全要求空気量Qとして求め（ $Q = Q0 + QISC$ ）、これを、エンジン回転速度Ne及び有効排気量（シリンダ総容積）VOL＃で除算することで、目標体積流量比TQH0ST（ $TQH0ST = Q / (Ne \cdot VOL\#)$ ）を演算する。

【0040】

VEL目標角度演算部302では、前記目標体積流量比TQH0ST及びエンジン回転速度Neに基づいて、VEL機構112における制御軸16の目標作動角TGVEL（目標リフト量）を演算する。

前記VEL機構112は、前記目標作動角TGVELに基づいて制御される。

ここで、目標体積流量比TQH0STが大きく、かつ、エンジン回転速度Neが高いほど、リフト量がより大きくなる目標作動角に設定され、目標体積流量比TQH0STが小さくかつエンジン回転速度Neが低い低リフト領域では、吸気バルブ105の閉タイミングが下死点前となるような目標作動角TGVELが設定される。

【 0 0 4 1 】

但し、リフト量の最小限界により、低負荷・低回転側では、目標体積流量比 TQ_{HOST} に対応する要求値よりも大きなリフト量が設定されるようになっており、この過剰分は、後述するようにスロットルバルブ 1 0 3 b の絞り制御によって補正される。

尚、本実施形態では、制御軸 1 6 の作動角が大きくなるほど、吸気バルブ 1 0 5 のリフト量が大きくなるものとする。

【 0 0 4 2 】

また、VTC 目標角度演算部 3 0 3 では、前記目標体積流量比 TQ_{HOST} 及びエンジン回転速度 N_e に基づいて、VTC 機構 1 1 3 における目標位相角 $TGVTC$ (目標進角量) を演算する。

前記 VEL 機構 1 1 3 は、前記目標位相角 $TGVTC$ (目標進角量) に基づいて制御される。

【 0 0 4 3 】

ここで、目標体積流量比 TQ_{HOST} が大きく、かつ、エンジン回転速度 N_e が高いほど、目標バルブタイミングが遅角されるようになっている。

即ち、リフト量 (作動角) が大きいときほど、バルブタイミングが遅角することで、開時期を略一定としつつ、作動角及びリフト量が増加するようになっており、低負荷・低回転域では、図 1 6 に示すような開特性で吸気バルブ 1 0 5 が開閉される。

【 0 0 4 4 】

前記目標作動角 TGV_{EL} は、バルブ総開口面積演算部 3 0 4 に入力され、ここで、前記目標作動角 TGV_{EL} に基づいて VEL 機構 1 1 2 を制御したときの吸気バルブ 1 0 5 の総開口面積に変換される。

前記総開口面積は、吸気バルブ 1 0 5 の開期間におけるバルブ開口面積の積分値である。

【 0 0 4 5 】

前記吸気バルブ 1 0 5 の総開口面積は乗算器 3 1 2 に出力され、該乗算器 3 1 2 では、前記総開口面積に、VEL 開口面積回転補正演算部 3 1 3 で演算された

補正係数が乗算され、有効開口面積 $TVELAAO$ として出力される。

前記 VEL 開口面積回転補正演算部 3 1 3 は、エンジン回転速度 N_e が高いときほどより大きな補正係数 (≥ 1.0) を設定する。

【 0 0 4 6 】

本実施形態における VEL 機構 1 1 2 では、エンジン回転速度 N_e が高くなるほど、慣性力によってバルブリフト量が目標よりも大きくなってしまう傾向があり、これによって目標作動角 $TGVEL$ 及び目標位相角 $TGVTC$ に基づき演算される開口面積と実際の開口面積との間に誤差が生じることになってしまう。

そこで、前記 VEL 開口面積回転補正演算部 3 1 3 では、エンジン回転速度 N_e が高いときほどバルブリフト量が目標よりも大きくなってしまう傾向に対応して、吸気バルブ 1 0 5 の開口面積を増大補正すべく補正係数を設定する。

【 0 0 4 7 】

流量損失補正係数演算部 3 1 4 では、前記目標作動角 $TGVEL$ (目標バルブリフト量) に基づいて流量損失係数 CD を演算する。

そして、乗算器 3 1 5 では、前記有効開口面積 $TVELAAO$ に流量損失係数 CD を乗算して、バルブリフト量による流量損失の違いに対応した補正を施す。

前記流量損失係数 CD による補正が施された有効開口面積 $TVELAAO$ は、除算器 3 1 6, 3 1 7 において、有効排気量 (シリンダ総容積) $VOL\#$ 及びエンジン回転速度 N_e で除算されることで状態量 $AANV$ に変換され、更に、該状態量 $AANV$ が、変換部 3 1 8 において吸気バルブ 1 0 5 の体積流量比 $TQHovel$ に変換される。

【 0 0 4 8 】

尚、前記吸気バルブ 1 0 5 の体積流量比 $TQHovel$ は、スロットルバルブ 1 0 3 b の全開状態を前提とする値である。

除算器 3 1 9 では、前記目標体積流量比 $TQHOST$ を前記体積流量比 $TQHovel$ で除算することで、前記目標体積流量比 $TQHOST$ を得るためにスロットルバルブ 1 0 3 b に求められる体積流量比 QHO を算出する。

【 0 0 4 9 】

前記スロットルバルブ 1 0 3 b に求められる体積流量比 QHO は、変換部 3 2

0で状態量A A N Vに変換され、更に、乗算器3 2 1, 3 2 2で有効排気量（シリンダ総容積）V O L # 及びエンジン回転速度N e が乗算されることで、スロットルバルブ1 0 3 bに求められる開口面積A Aに変換される。

そして、前記開口面積A Aは、変換部3 2 3でスロットルバルブ1 0 3 bの角度（開度）に変換され、該角度が目標角度T G T V Oとして出力され、前記電子制御スロットル1 0 4が前記目標開度T G T V Oに基づいて制御される。

【0 0 5 0】

図1 5は、上記エンジン1 0 1における燃圧制御系を示す図である。

図1 5において、燃料タンク2 0 1には、電動式の燃料ポンプ2 0 2が内設され、該燃料ポンプ2 0 2の吐出口に一端が接続される燃料供給管2 0 3の他端は、エンジン1 0 1のシリンダヘッド付近にシリンダ列方向に沿って固定される燃料ギャラリーパイプ2 0 5に接続され、前記燃料ポンプ2 0 2により燃料タンク2 0 1から吸い込まれた燃料が、前記燃料ギャラリーパイプ2 0 5に圧送される。

【0 0 5 1】

前記燃料ギャラリーパイプ2 0 5には、気筒毎に設けられる燃料噴射弁1 3 1 a ~ 1 3 1 d（4気筒エンジンの場合）が接続される。

前記燃料ポンプ2 0 2は印加電圧に比例して吐出量が増加する特性である。

前記E C U 1 1 4は、前記燃料ギャラリーパイプ2 0 5において燃料噴射弁1 3 1 a ~ 1 3 1 dに供給される燃料の圧力Pを検出する燃圧センサ2 1 1からの検出信号を入力し、該燃圧センサ2 1 1の検出結果が目標燃圧に一致するように、前記燃料ポンプ2 0 2の印加電圧をフィードバック制御する。

【0 0 5 2】

ここで、前記燃料噴射弁1 3 1 a ~ 1 3 1 dによる燃料噴射は、図1 6に示すように、吸気バルブ1 0 5の閉タイミングが下死点（B D C）前に設定される低リフト状態（リフト量及び作動角の小さい状態）であっても、燃料噴射開始から終了までの全てが前記吸気バルブ1 0 5の開期間内になるように、燃料噴射タイミング及び単位時間当たりの噴射量が設定される。

【0 0 5 3】

即ち、要求燃料量を噴射するのに要する噴射時間が長いと、吸気バルブ 1 0 5 の開タイミング前に噴射を開始させる必要が生じるため、吸気バルブ 1 0 5 の低リフト量の状態であっても、要求燃料量を吸気バルブ 1 0 5 の開期間内で噴射できるだけの大きな流量特性の（単位時間当たりの噴射量の大きな）燃料噴射弁 1 3 1 を用いるようにしてある。

【 0 0 5 4 】

そして、上記流量の大きな燃料噴射弁 1 3 1 による噴射開始タイミングを吸気バルブ 1 0 5 の開タイミングに同期させることで、たとえ吸気バルブ 1 0 5 の最小リフト量の状態であっても、燃料噴射開始から終了までの全てを吸気バルブ 1 0 5 の開期間内で行わせる（図 1 6 参照）。

低リフト状態で、燃料噴射開始から終了までの全てを吸気バルブ 1 0 5 の開期間内で行わせることができれば、燃料噴射弁 1 3 1 から噴射される燃料が、低リフトによる強い吸気流れによって微粒化されると共に、吸気行程中に徐々にシリンダ内に燃料が吸引されることで、シリンダ内に均一な混合気が形成される。

【 0 0 5 5 】

従って、低負荷・低回転域（低リフト領域）での混合気形成が改善され、燃費及びエミシヨンの低減を図ることができる。

尚、吸気バルブ 1 0 5 の低リフト領域であっても、要求燃料量を吸気バルブ 1 0 5 の開期間内で噴射できるだけの単位時間当たりの噴射量を得る方法としては、上記のように流量特性の大きな燃料噴射弁 1 3 1 を用いる他、前記図 1 5 に示した燃圧制御系における目標燃圧を高めを設定する方法を用いることができる。

【 0 0 5 6 】

前記燃料噴射弁 1 3 1 に供給される燃料の圧力を高くすれば、燃料噴射弁 1 3 1 の開弁面積が同じであっても、単位時間当たりの噴射量が多くなり、吸気バルブ 1 0 5 の低リフト領域で要求燃料量を吸気バルブ 1 0 5 の開期間内で噴射できるだけの単位時間当たりの噴射量とすることができる。

また、燃料噴射弁 1 3 1 の流量特性の選択と、燃圧の設定との双方から、吸気バルブ 1 0 5 の低リフト領域で要求燃料量を吸気バルブ 1 0 5 の開期間内で噴射できるだけの単位時間当たりの噴射量としても良い。

【 0 0 5 7 】

更に、好ましくは、前記目標燃圧を、吸気バルブ 1 0 5 のリフト量及びエンジン回転速度 N_e に応じて変化する吸気バルブ 1 0 5 の開弁時間に応じて可変に設定すると良い。

図 1 7 及び図 1 8 のフローチャートは、前記目標燃圧を吸気バルブ 1 0 5 の開弁時間に応じて設定する実施形態を示す。

【 0 0 5 8 】

また、図 1 7 のフローチャートは、前記 ECU 1 1 4 による燃料ポンプ 2 0 2 の制御を示すものであり、ステップ S 1 1 1 では、前記 V E L 機構 1 1 2 で制御される吸気バルブ 1 0 5 のリフト量（作動角）とエンジン回転速度 N_e とに応じて予め目標燃圧を記憶したマップを参照し、そのときのリフト量及びエンジン回転速度 N_e に対応する目標燃圧を検索する。

【 0 0 5 9 】

尚、前記マップからの目標燃圧の検索においては、マップ格子間の状態に対応する目標燃圧を補間演算によって求めることが好ましい。

吸気バルブ 1 0 5 のリフト量（作動角）が一定であるとする、エンジン回転速度 N_e が高くなるほど、吸気バルブ 1 0 5 の開時間が短くなり、また、リフト量が小さいときほど作動角が小さくなるから、エンジン回転速度 N_e を一定とすると、リフト量が小さいときほど吸気バルブ 1 0 5 の開時間が短くなる。

【 0 0 6 0 】

前記目標燃圧は、上記吸気バルブ 1 0 5 の開時間の特性に合わせて設定されており、開時間が短くなるときほど目標燃圧がより高い値に設定される。

前記目標燃圧が高くなると、それだけ燃料噴射弁 1 3 1 における単位開弁時間当たりの噴射量が多くなり、要求燃料量の噴射に要する噴射時間（噴射パルス幅）が短くなり、前記目標燃圧としては、吸気バルブ 1 0 5 の開時間内で要求量の燃料を噴射できる（噴射時間が吸気バルブ 1 0 5 の開弁時間以下となる）最小圧に設定される（図 1 6 参照）。

【 0 0 6 1 】

これにより、たとえ、吸気バルブ 1 0 5 の閉タイミングが下死点前に設定され

る作動角の小さい状態（低リフト領域）であって、かつ、エンジン回転速度 N_e が高く、吸気バルブ 105 の開弁時間が短い場合であっても、前記燃料噴射弁による燃料噴射開始から終了までの全てを吸気バルブ 105 の開期間内で行わせることが可能となる。

【0062】

ステップ S 1 1 2 では、前記燃圧センサ 2 1 1 で検出される燃圧が前記目標燃圧に一致するように、燃料ポンプ 2 0 2 の印加電圧をフィードバック制御する。

図 1 8 のフローチャートは、前記 ECU 1 1 4 による燃料噴射弁 1 3 1 の制御を示すものであり、ステップ S 1 2 1 では、基本燃圧での燃料噴射パルス幅 T_i （噴射時間）を、吸入空気量 Q ，エンジン回転速度 N_e ，冷却水温度 T_w ，バッテリー電圧等に基づいて算出する。

【0063】

具体的には、吸入空気量 Q ，エンジン回転速度 N_e に基づいて基本噴射パルス幅 T_p を算出し、また、冷却水温度等から補正係数 CO を設定し、更に、バッテリー電圧に基づいて無効噴射パルス幅 T_s を設定する。

そして、噴射パルス幅 T_i を、

$$T_i = T_p \times CO + T_s$$

として算出する。

【0064】

次のステップ S 1 2 2 では、燃圧による噴射パルス幅 T_i の補正值 $CPFUEL$ を、そのときの燃圧に応じて設定する。

前記補正值 $CPFUEL$ は、基準燃圧（単位開弁時間当たりの噴射量の基準値）に合わせて算出される燃料噴射パルス幅 T_i を、そのときの燃圧での単位開弁時間当たりの噴射量に適合させるためのものであり、単位開弁時間当たりの噴射量が多くなる燃圧の高いときほど、より小さい値に設定される。

【0065】

即ち、前記基準燃圧よりも高く、単位開弁時間当たりの噴射量が多いときには、噴射パルス幅 T_i （噴射時間）をより小さく修正することで、修正後の噴射パルス幅 T_i で要求量の燃料が噴射されるようにする。

ステップ S 1 2 3 では、前記補正值 C P F U E L によって前記噴射パルス幅 T_i を補正して最終的な噴射パルス幅 T_I を設定する。

【 0 0 6 6 】

$$T_I = (T_i - T_s) \times C P F U E L + T_s$$

前記噴射パルス幅 T_i は、無効噴射パルス幅 T_s を含み、要求噴射量に対応する噴射パルス幅（有効噴射パルス幅 T_e ）は $T_e = T_i - T_s$ であるので、前記有効噴射パルス幅 $T_e = T_i - T_s$ に補正值 C P F U E L を乗算した後、あらためて無効噴射パルス幅 T_s を加算して、最終的な噴射パルス幅 T_I を求める。

【 0 0 6 7 】

ステップ S 1 2 4 では、前記噴射パルス幅 T_I の噴射パルス信号を、各気筒の吸気バルブ 1 0 5 の開時期（吸気行程）に合わせて燃料噴射弁 1 3 1 に出力する。

具体的には、各気筒の吸気バルブ 1 0 5 の開時期に合わせて、噴射パルス信号の出力を開始するか、又は、吸気バルブ 1 0 5 の閉時期直前に燃料噴射が終了するように、噴射パルス幅から噴射開始時期を逆算して、噴射パルス信号を出力させる。

【 0 0 6 8 】

ここで、前記燃料噴射弁 1 3 1 に供給される燃料の圧力が、V E L 機構 1 1 2 による吸気バルブ 1 0 5 のリフト量及びエンジン回転速度 N_e に応じて変化する吸気バルブ 1 0 5 の開弁時間に基づいて変更され、吸気バルブ 1 0 5 の開時間内で要求量の燃料を噴射できるようにしてある。

従って、吸気バルブ 1 0 5 の開期間中に、燃料噴射開始～終了の全てが行われることになる（図 1 4 参照）。

【 0 0 6 9 】

吸気バルブ 1 0 5 の開期間内で、噴射開始～終了させる構成であれば、全ての噴射燃料を吸気行程中の吸気流れによって微粒化させることができ、特に、吸気流れが強くなる、吸気バルブ 1 0 5 の閉タイミングが下死点前に設定される低リフト領域では、前記微粒化の効果が大きい。

また、吸気バルブ 1 0 5 の開時期に同期して噴射を開始し、その後吸気行程内

で継続的に燃料がシリンダ内に吸引されることで、シリンダ内に均一な混合気を形成することができ、前記微粒化効果と共に混合気形成が改善され、燃費及びエミッションを低減させることができる。

【 0 0 7 0 】

尚、上記実施形態では、吸気バルブ 1 0 5 のリフト量を連続的に変化させる V E L 機構 1 1 2 を用いる構成としたが、カムの切り換えなどによってバルブリフト量を段階的に切り換える構成であっても良い。

また、燃圧を変えずに、燃料噴射弁 1 3 1 の弁体のリフト特性を吸気バルブ 1 0 5 の開弁時間に応じて変えることで、吸気バルブ 1 0 5 の開弁時間に合わせて、燃料噴射弁 1 3 1 の単位時間当たりの噴射量を変える構成であっても良い。

【 0 0 7 1 】

また、低負荷領域（低リフト領域）に限定して、吸気バルブ 1 0 5 の開期間内で燃料噴射開始から終了までの全てを行わせる構成とし、吸気バルブ 1 0 5 の閉時期が B D C 以降となる高負荷領域（高リフト領域）では、吸気バルブ 1 0 5 の開時期よりも前に燃料噴射を開始させる構成としても良い。

更に、上記実施形態から把握し得る請求項以外の技術思想について、以下にその効果と共に記載する。

（イ）請求項 2 又は 3 記載のエンジンの燃料供給装置において、前記燃料噴射弁の単位時間当たりの噴射量を、吸気バルブのリフト量及びエンジン回転速度に応じて可変に設定することを特徴とするエンジンの燃料供給装置。

【 0 0 7 2 】

上記構成によると、吸気バルブのリフト量変化による開弁時間の変化と共に、エンジン回転速度による開弁時間の変化に対応して、単位時間当たりの噴射量が設定される。

従って、リフト量及びエンジン回転速度が変化しても、燃料噴射開始から終了までの全てを吸気バルブの開期間内に行わせることができる。

（ロ）請求項 2, 3 又は（イ）のいずれか 1 つに記載のエンジンの燃料供給装置において、吸気バルブの開時間が短いときほど、単位時間当たりの噴射量を多くすることを特徴とするエンジンの燃料供給装置。

【 0 0 7 3 】

上記構成によると、吸気バルブの開時間が短いときほど、単位時間当たりの噴射量を多くして要求燃料量を噴射するのに要する噴射時間（噴射パルス幅）を短くする。

従って、吸気バルブの開時間が短くなっても、燃料噴射開始から終了までの全てを吸気バルブの開期間内に行わせることができる。

【図面の簡単な説明】

【図 1】 エンジンのシステム構成図。

【図 2】 V E L 機構（可変バルブリフト機構）を示す断面図（図 3 の A - A 断面図）。

【図 3】 上記 V E L 機構の側面図。

【図 4】 上記 V E L 機構の平面図。

【図 5】 上記 V E L 機構に使用される偏心カムを示す斜視図。

【図 6】 上記 V E L 機構の低リフト時の作用を示す断面図（図 3 の B - B 断面図）。

【図 7】 上記 V E L 機構の高リフト時の作用を示す断面図（図 3 の B - B 断面図）。

【図 8】 上記 V E L 機構における揺動カムの基端面とカム面に対応したバルブリフト特性図。

【図 9】 上記 V E L 機構のバルブタイミングとバルブリフトの特性図。

【図 1 0】 上記 V E L 機構における制御軸の回転駆動機構を示す斜視図。

【図 1 1】 V T C 機構を示す縦断面図。

【図 1 2】 吸入空気量制御の詳細を示すブロック図。

【図 1 3】 吸入空気量制御の詳細を示すブロック図。

【図 1 4】 吸入空気量制御の詳細を示すブロック図。

【図 1 5】 エンジンの燃圧制御系を示すシステム構成図。

【図 1 6】 バルブリフト特性及び吸気行程と噴射期間との相関を示す図。

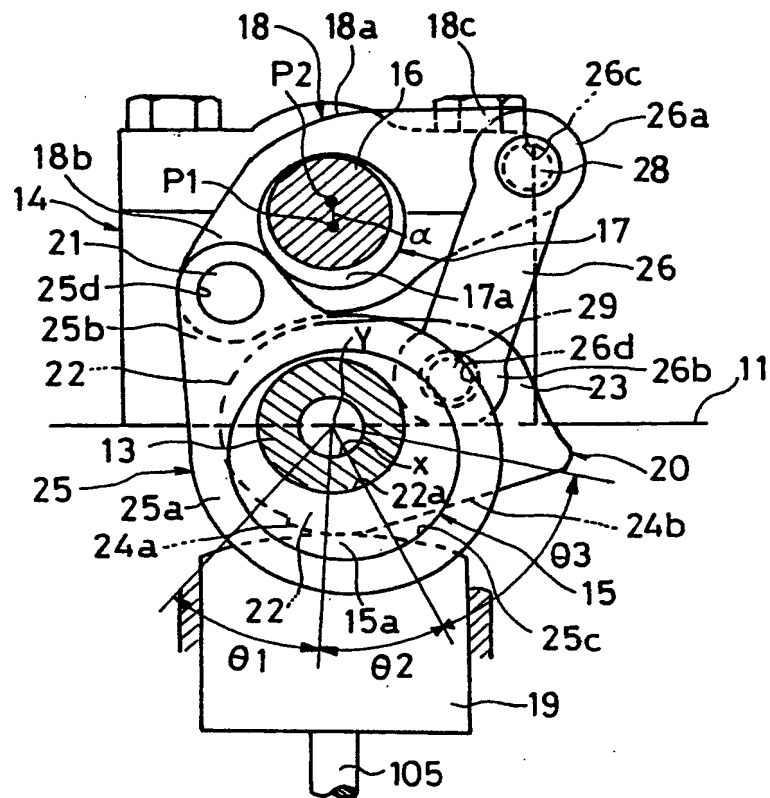
【図 1 7】 燃圧制御を示すフローチャート。

【図 1 8】 燃料噴射制御を示すフローチャート。

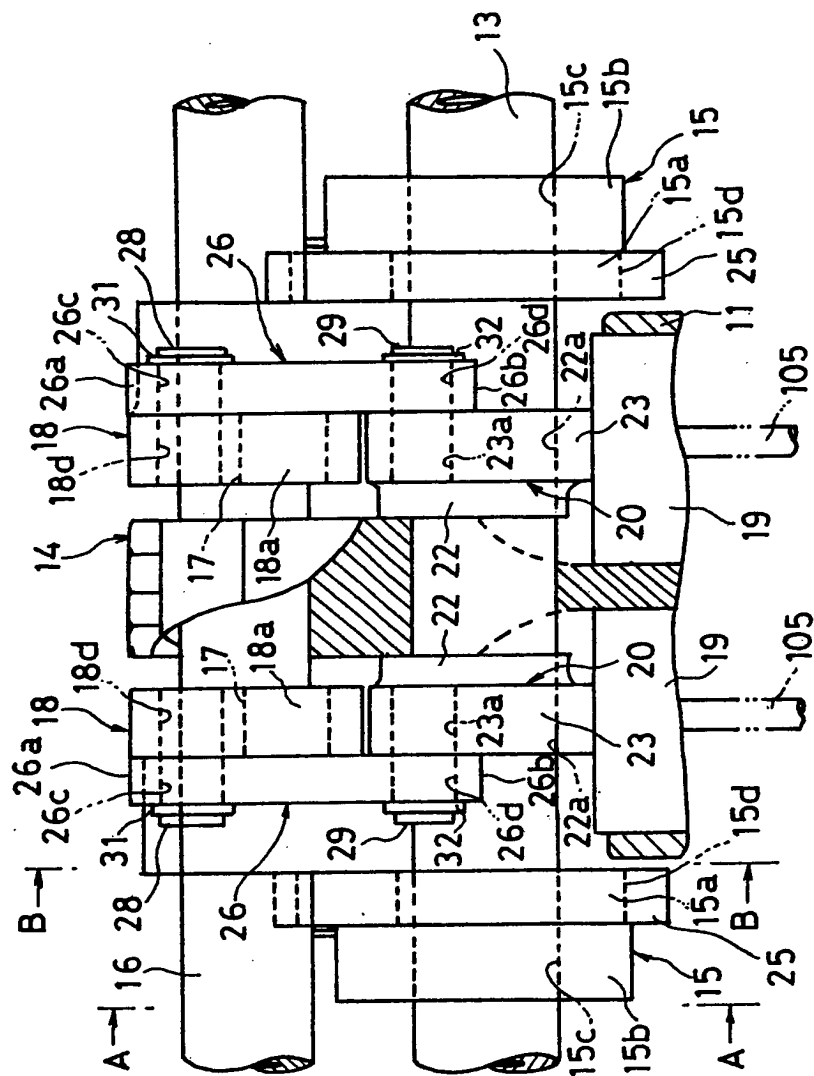
【符号の説明】

1 0 1 …エンジン、1 0 4 …電子制御スロットル、1 0 5 …吸気バルブ、1
1 2 …V E L機構、1 1 3 …V T C機構、1 1 4 …エンジンコントロールユニッ
ト（E C U）、1 1 5 …エアフローメータ、1 1 6 …アクセルペダルセンサ、1
1 7 …クランク角センサ、1 1 8 …スロットルセンサ、1 1 9 …水温センサ、1
2 0 …クランク軸、1 3 1 a ～1 3 1 d …燃料噴射弁、2 0 1 …燃料タンク、2
0 2 …燃料ポンプ、2 0 3 …燃料供給管、2 0 5 …燃料ギャラリーパイプ、2 1
1 …燃圧センサ

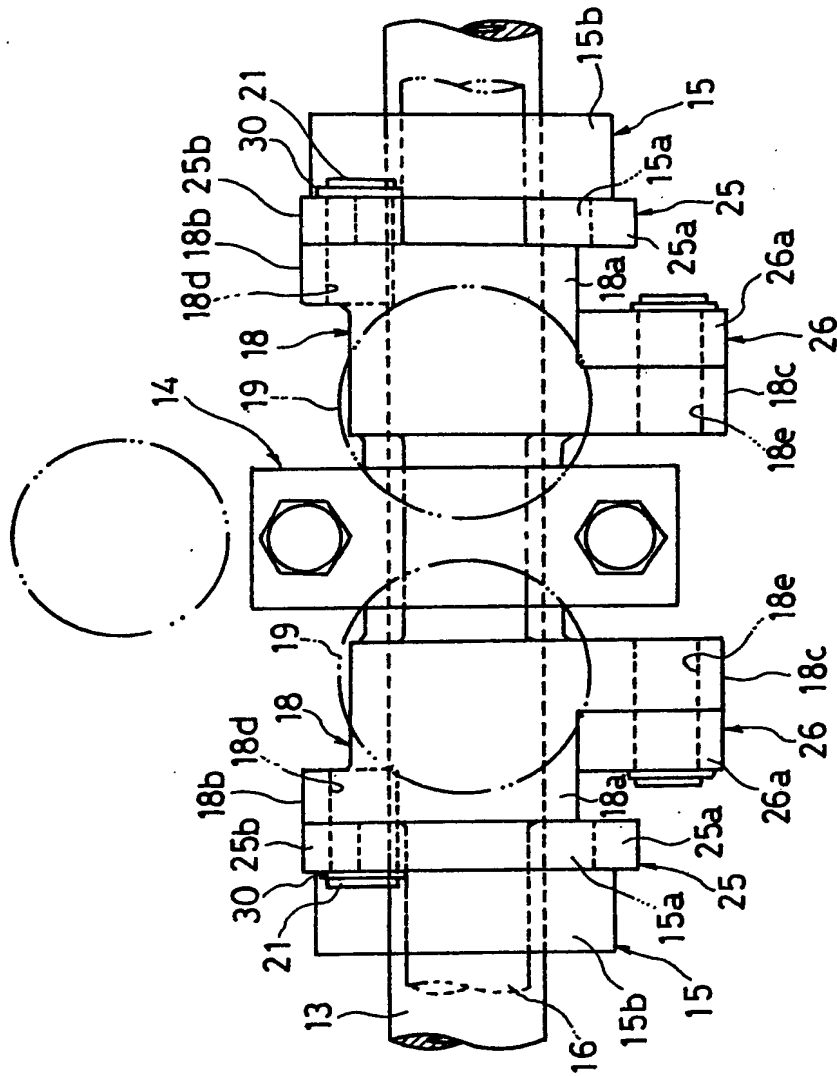
【図 2】



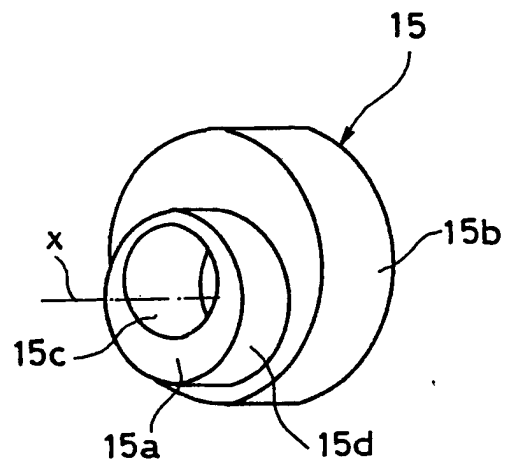
【図 3】



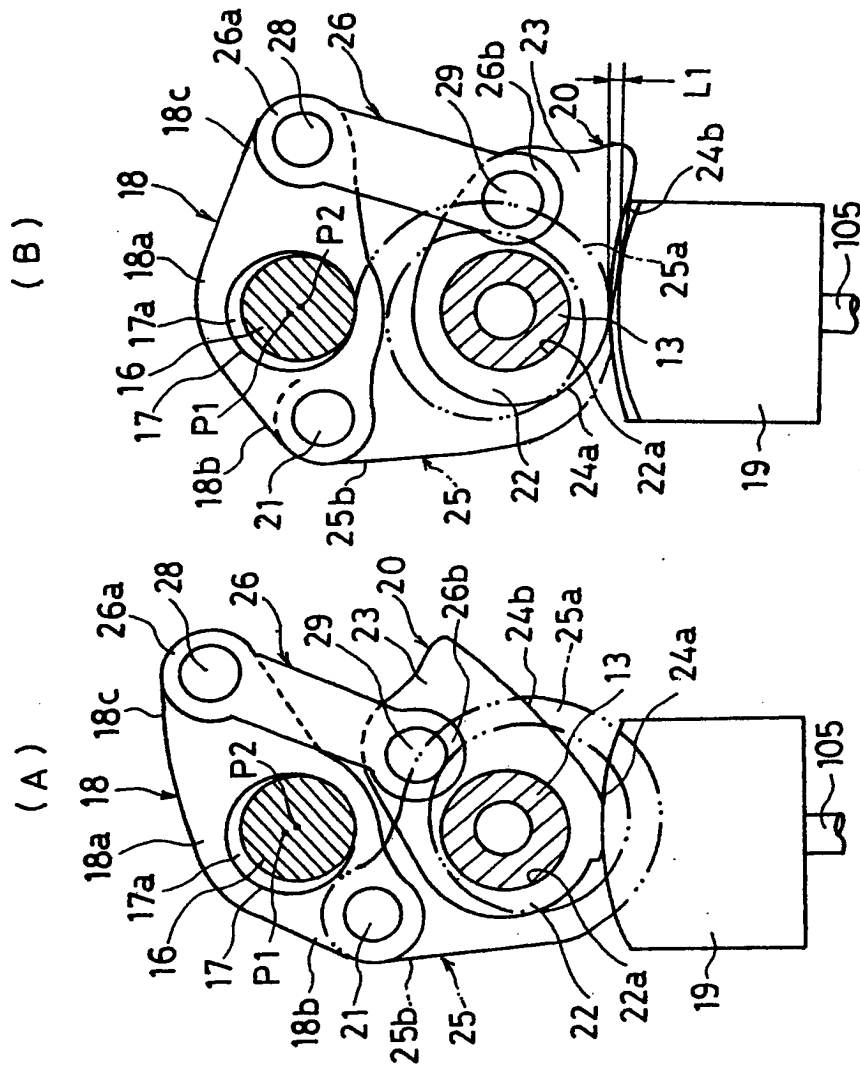
【図4】



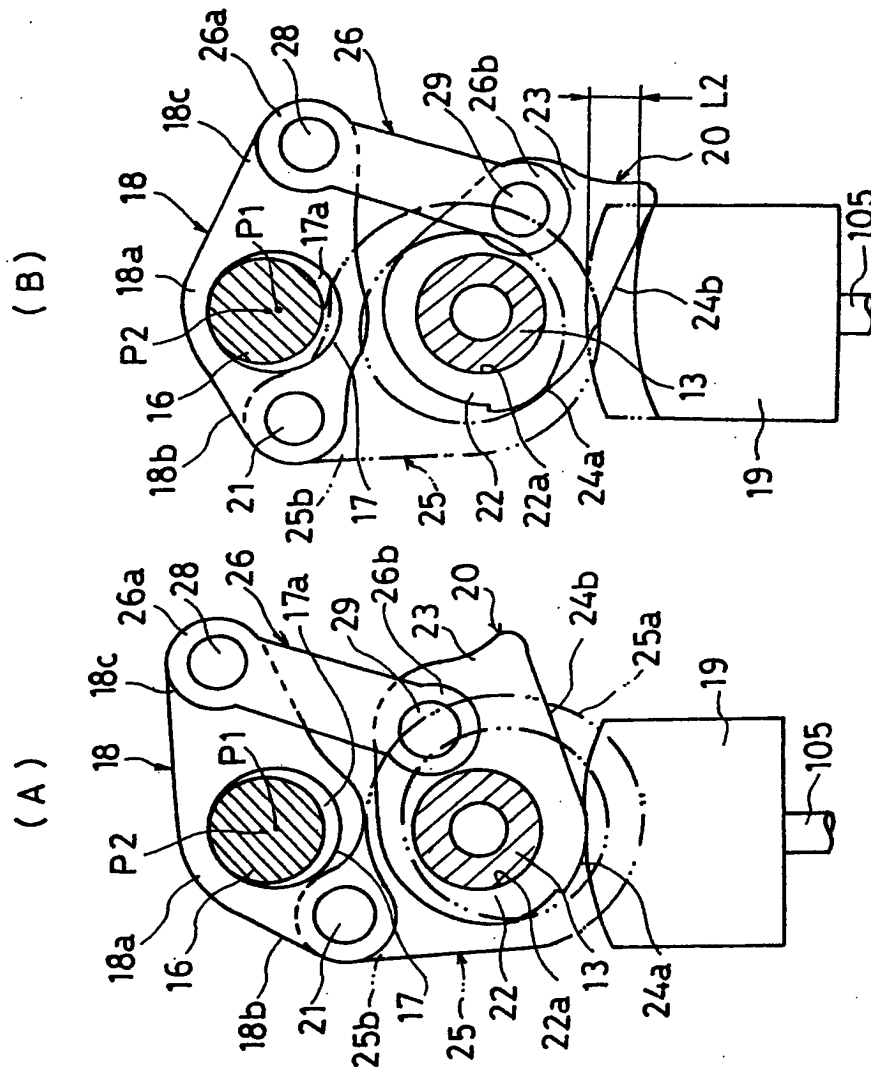
【図 5】



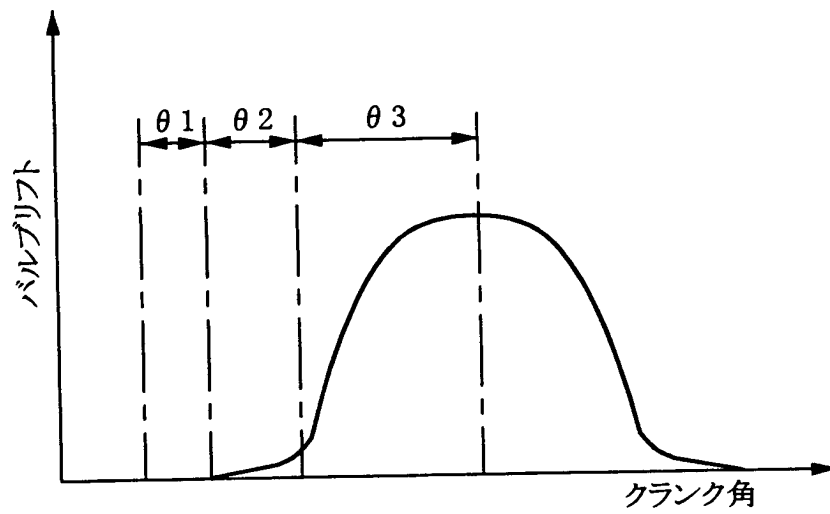
【図6】



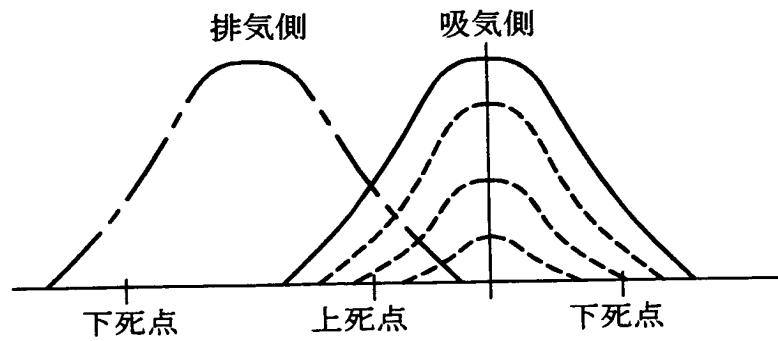
【図 7】



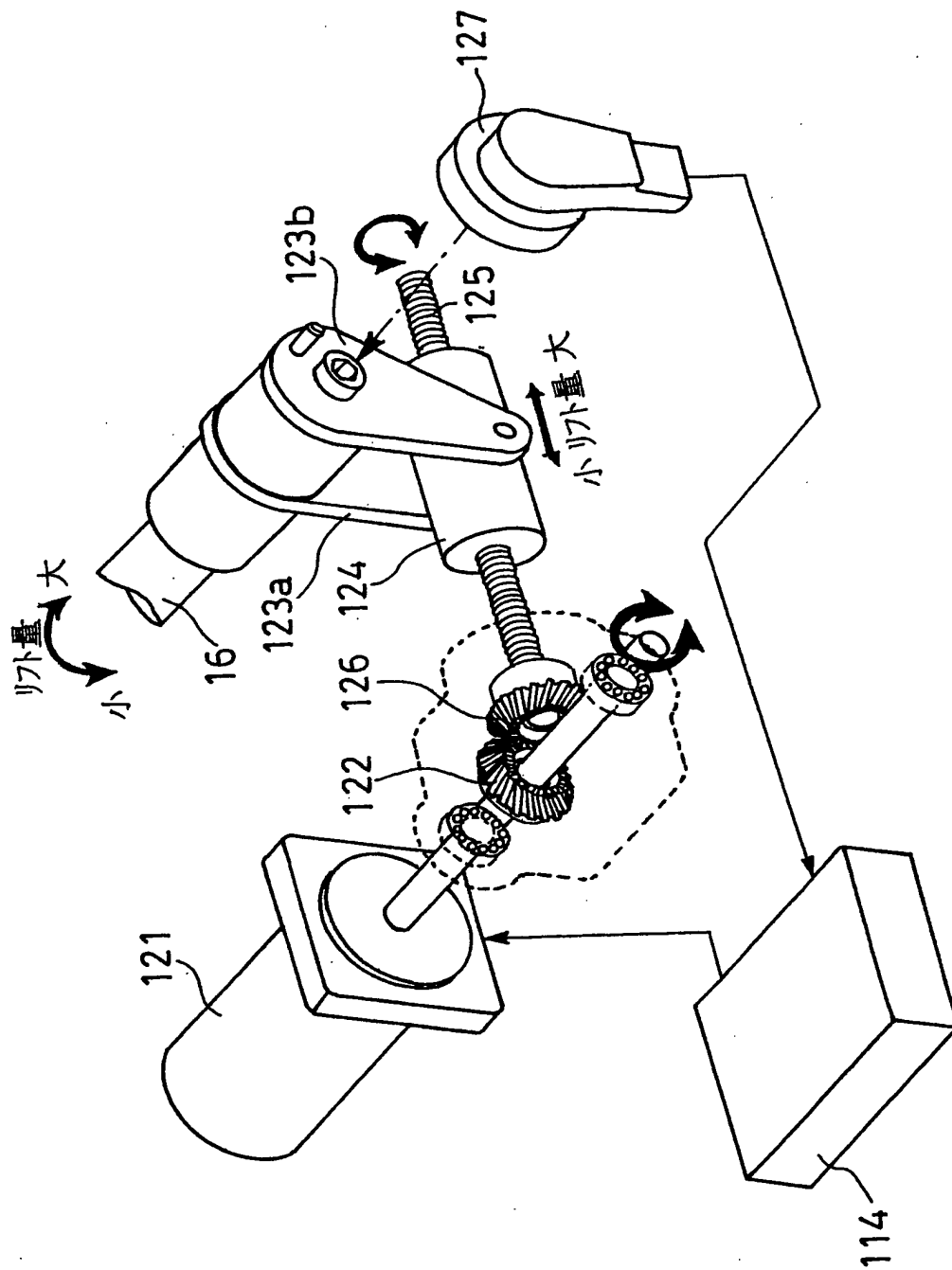
【図 8】



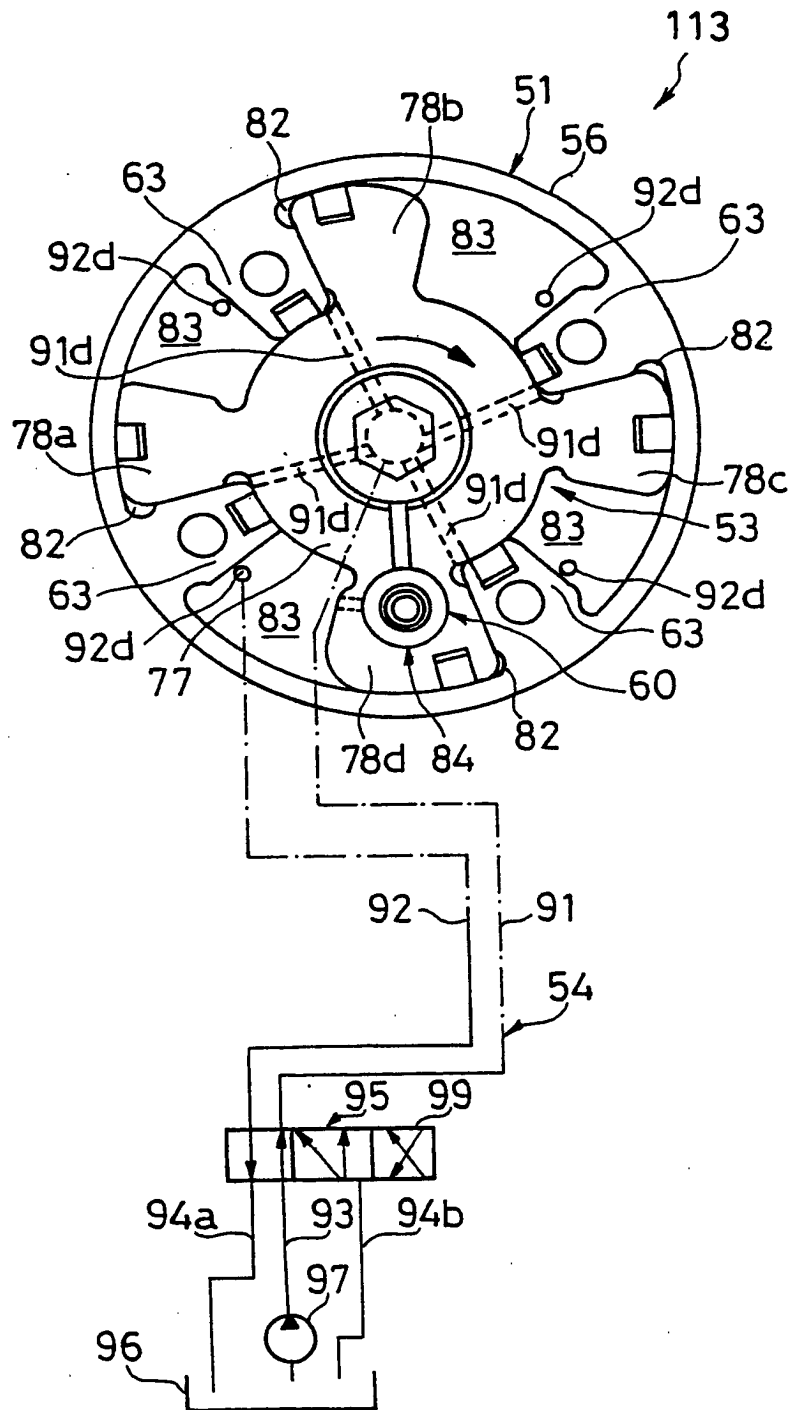
【図 9】



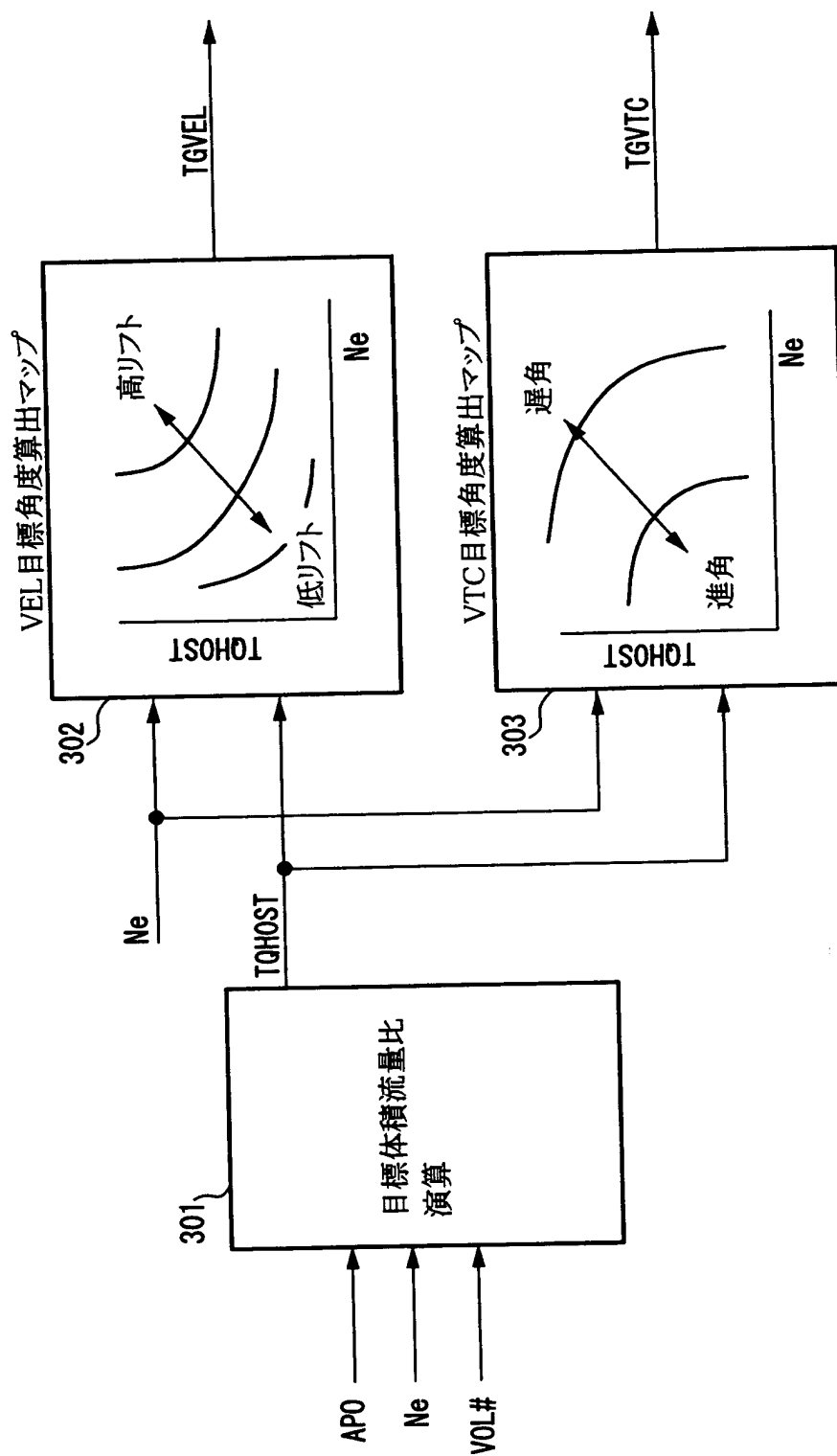
【図10】



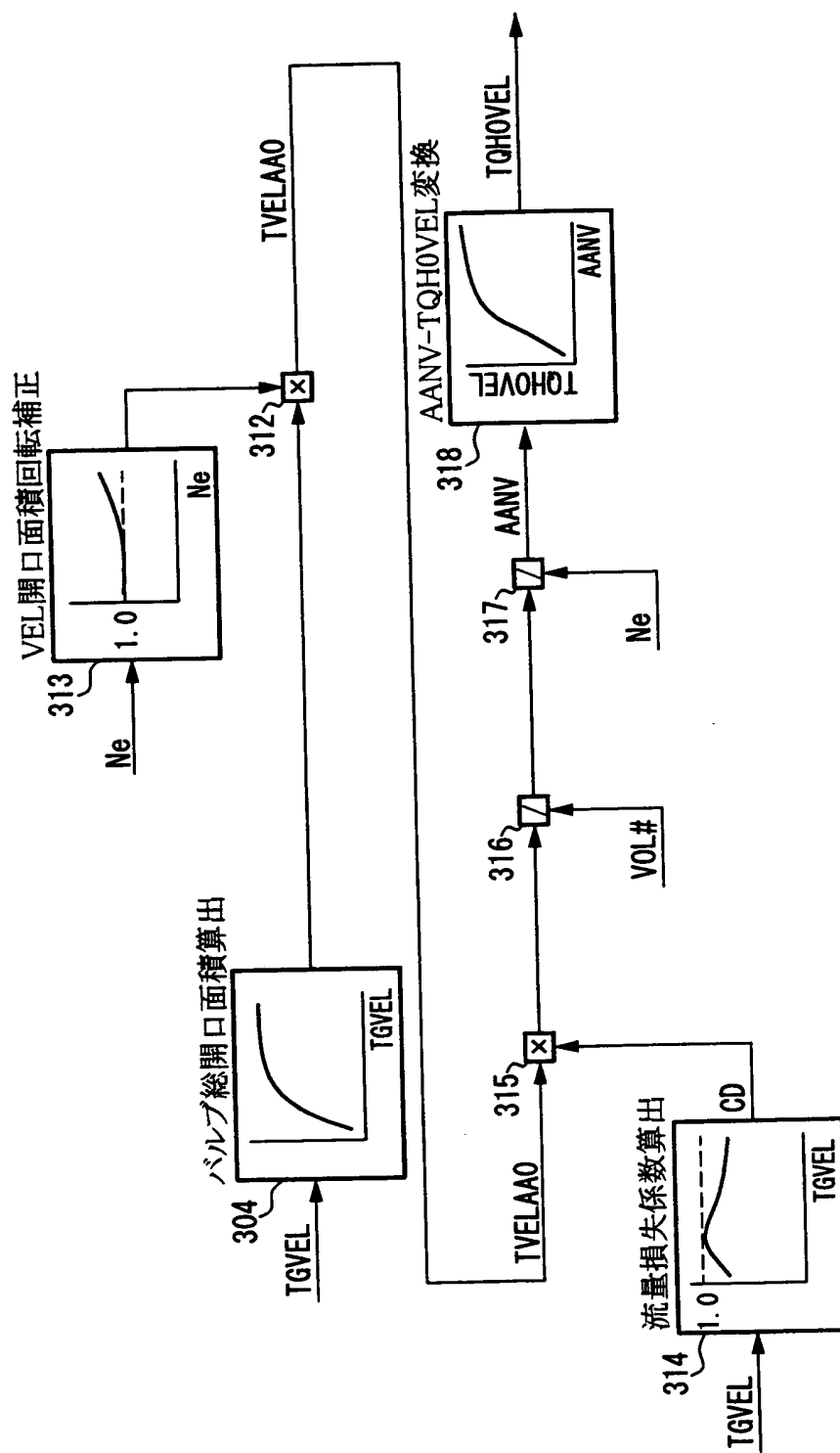
【図 11】



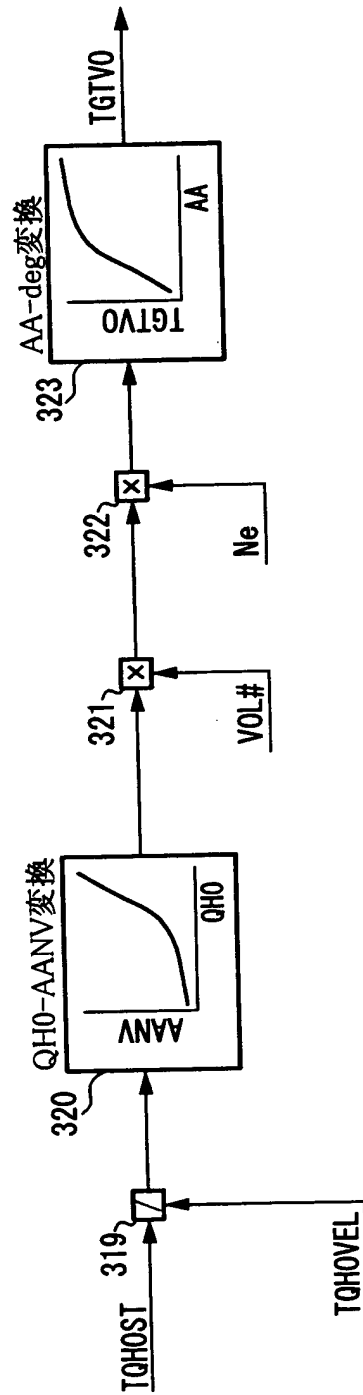
【図 12】



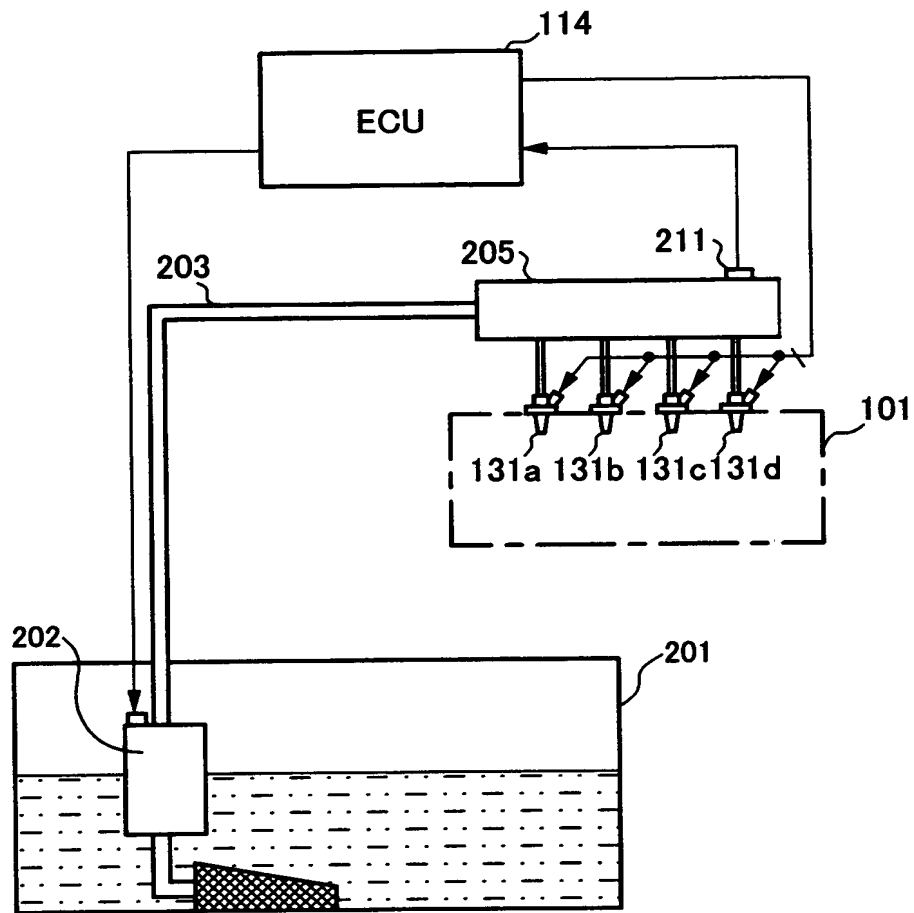
【図 13】



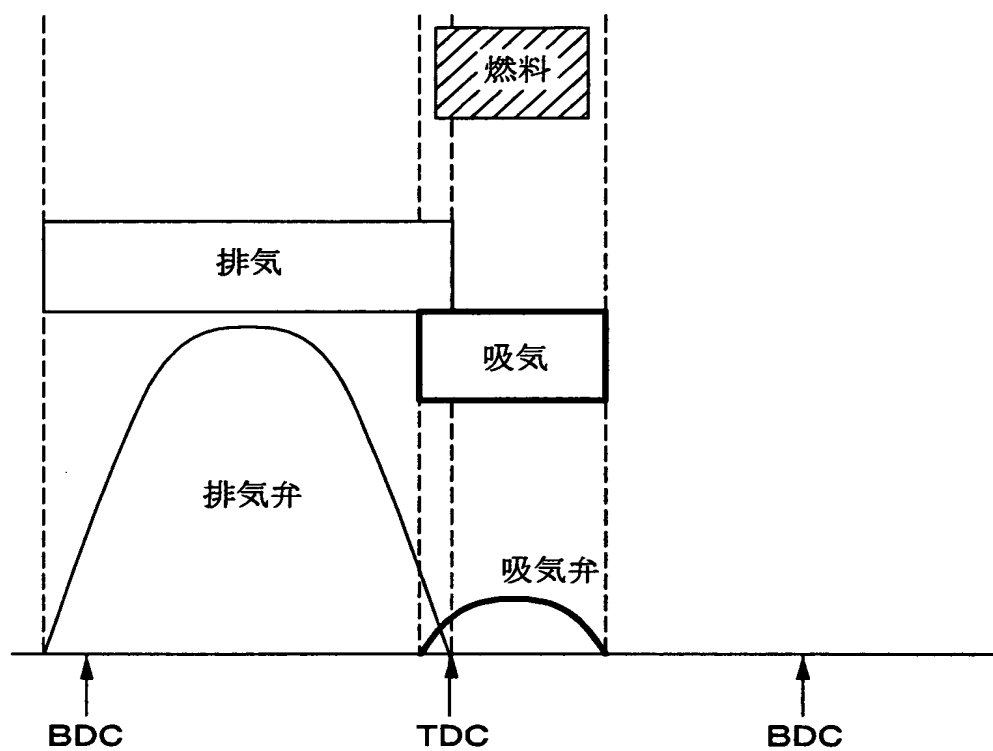
【図 14】



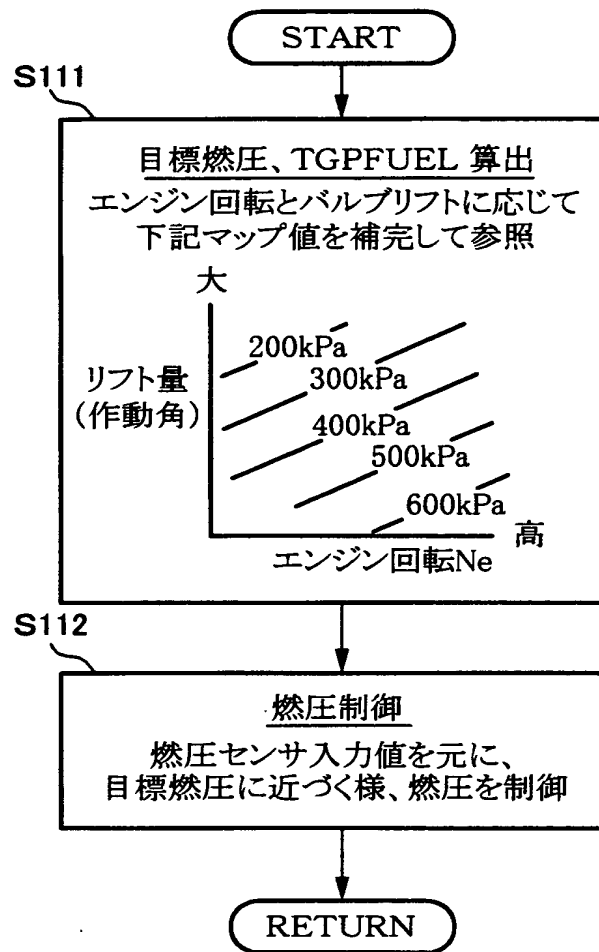
【図 1 5】



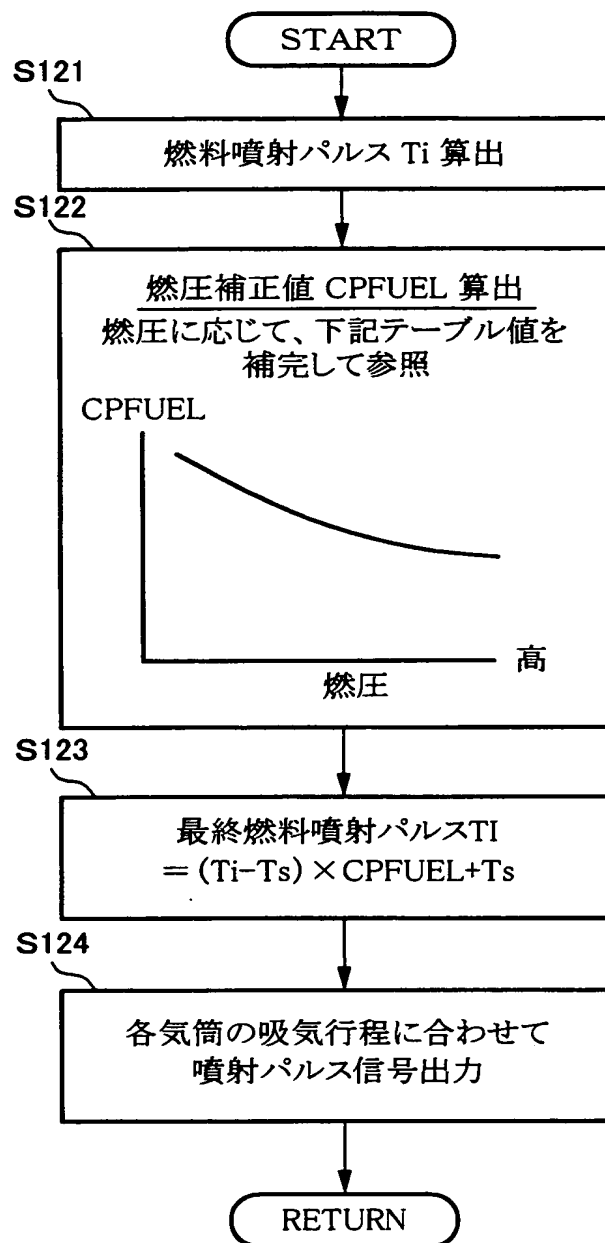
【図 1 6】



【図 1 7】



【図 1 8】



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 吸気バルブのリフト量が作動角と共に変更されるエンジンにおいて、シリンダ内に燃焼安定性に優れた均一の混合気を形成させる。

【解決手段】 吸気バルブのリフト量及びエンジン回転速度に応じて目標燃料圧力を設定することで、たとえ吸気バルブの閉時期が下死点前に設定されるリフト量（及び作動角）が小さい状態であっても、吸気バルブの開弁時間内で要求燃料量を噴射することができるように、単位時間当たりの噴射量を変化させる。そして、吸気バルブの開期間内で燃料噴射開始から終了までの全てを行わせるようにし、これにより、吸気流れによって燃料を微粒化し、かつ、吸気行程中に継続的に燃料をシリンダ内に供給することで、均一な混合気を形成させる。

【選択図】 図 1 7

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号 [0 0 0 1 6 7 4 0 6]

1. 変更年月日 1 9 9 3 年 3 月 1 1 日
[変更理由] 名称変更
住 所 神奈川県厚木市恩名 1 3 7 0 番地
氏 名 株式会社ユニシアジェックス
2. 変更年月日 2 0 0 2 年 1 0 月 1 5 日
[変更理由] 名称変更
住 所 神奈川県厚木市恩名 1 3 7 0 番地
氏 名 株式会社日立ユニシアオートモティブ